

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Numerická studie procesu tváření svorky stabilizátoru

Numerical Study of Stabilizer Clamp Forming Process

Student: Bc. Adam Komínek

Osobní číslo: KOM0071

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. František Fojtík, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adam Komínek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: Numerická studie procesu tváření svorky stabilizátoru
Numerical Study of Stabilizer Clamp Forming Process
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Studie praktického postupu formování svorky.
2. Průzkum a volba vhodného softwaru pro výpočet.
3. Simulace procesu tváření svorky stabilizátoru.
4. Vliv výsledků analýzy na odhad únavové životnosti.

Seznam doporučené odborné literatury:

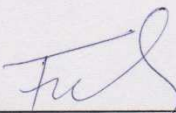
- [1] TREBUŇA, F., ŠINČÁK, F. Odolnosť prvkov mechanických sústav. Košice: Technická univerzita [Košice], c2004. Edícia vedeckej a odbornej literatúry. ISBN 80-8073-148-9.
[2] FUSEK, M. MKP v Nastranu a Patranu: studijní opora do cvičení předmětu "MKP I" [CD-ROM]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2730-8.
[3] ČADA, R. Technologie I: plastická deformace kovů, objemové tváření zastudena, tažení plechu, ohýbání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2108-5.
[4] ELFMARK, J. Tváření kovů. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1992. Česká matice technická, č. spisu 329, roč. 96 (1991). ISBN 80-03-00651-1.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. František Fojtík, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020


doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsou použity interní údaje od firmy Mubea s.r.o. a firma s jejich zveřejněním nesouhlasí.

V Ostravě dne 18.5. 2020.



.....
Bc. Adam Komínek

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.5. 2020.



.....
Bc. Adam Komínek

Jméno a příjmení autora práce: Adam Komínek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Malé Hradisko 160, Malé Hradisko 798 49

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOMÍNEK, A. *Numerická studie procesu tváření svorky stabilizátoru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2020, 40 s. Vedoucí práce Fojtík, F.

Diplomová práce se zabývá tématem numerické optimalizace tvaru a simulačního procesu tváření svorky stabilizátoru. Práce je koncipována do dvou částí. Teoretická, kde je proveden rozbor řešené problematiky a praktické části, kde je provedeno vyhodnocení tahových zkoušek a návrh materiálových modelů. Práce rovněž zahrnuje popis aktuálního stavu řešené problematiky a návrh testovacího tvaru svorky stabilizátoru. Numerické simulace procesu tváření a návrhu tvaru svorky byly uskutečněny pomocí metody konečných prvků s využitím dvou komerčních softwarech. V závěru práce je provedeno vyhodnocení získaných výsledků a finální doporučení z hlediska životnosti svorky stabilizátoru.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOMÍNEK, A. *Numerical Study of Stabilizer Clamp Forming Process: Master Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2020, 40 s. Thesis head: Fojtík, F.

This thesis deals with a numerical optimization of shape and simulation process of forming of a stabilizer clamp. The thesis is divided into two parts: theoretical and practical. Theoretical part consists of description of theory and practical part contains evaluation of tensile tests and design of material models. This thesis, also, describes state of the art of given topic and design of testing shape of the stabilizer clamp. Numerical simulations of forming process and design of the clamp were performed using finite element methods in two commercial software. Final part of the thesis includes evaluation of obtained results and final recommendations regarding fatigue life of the stabilizer clamp.

PROHLÁŠENÍ VEDOUČÍHO DIPLOMOVÉ PRÁCE O DUŠEVNÍM VLASTNICTVÍ VÝSLEDKŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vzhledem k výlučnému duševnímu vlastnictví výsledků diplomové práce, opírající se o článek 1 Zásad pro vypracování diplomové (bakalářské) práce, dokumentu FS_SME_05_003, je komplexní vyřešení zadání práce zařazeno jako technická práce. Cituji z dokumentu FS_SME_05_003 „... Tato technická zpráva bude k dispozici pouze oponentům a členům komise pro obhajobu, kteří tímto budou vázáni mlčenlivostí o jejím obsahu.“

Z pozice vedoucího diplomové práce uznávám ve 100% rozsahu obsah technické zprávy jako úspěšné vyřešení diplomové práce.

Toto prohlášení se opírá o skutečnost, že výsledek diplomové práce je v současné době vlastnictvím firmy Mubea s.r.o. a uveřejněním celého textu práce v systému Edison by mohlo dojít ke zcizení duševního vlastnictví.

V Ostravě dne 18. 5. 2020



.....

doc. Ing. František Fojtík, Ph.D.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	9
Seznam zkratk	9
Seznam značení – řecká abeceda	9
Seznam značení – řecká abeceda	10
Úvod.....	12
1 Formulace problému a cíle řešení	13
1.1 Problémová situace	13
1.2 Formulace problému	13
1.3 Formulace cílů	13
2 Svorka stabilizátoru.....	14
3 Teorie plasticity.....	15
3.1 Podmínka plasticity.....	16
3.2 Pravidlo zpevnění	17
3.3 Pravidlo plasticity	19
4 Technologie tváření – ohýbání.....	20
4.1 Napětí při ohybu	21
4.1.1 Ohýbání úzkých tyčí a pásů malých zakřivení bez zpevnění.....	21
4.1.2 Ohýbání širokých tyčí a pásů malých zakřivení bez zpevnění.....	23
4.1.3 Ohýbání pásů velkých zakřivení bez zpevnění	24
4.1.4 Ohýbání se zpevněním	26
4.2 Zbytková napětí po ohýbání	26
5 Zbytková napětí.....	27
5.2 Klasifikace zbytkových napětí.....	27
6 Rešerše programů využívajících MKP.....	29
6.1 Ansys, Inc.	29
6.2 MSC Software.....	30
6.3 Altair Engineering Inc.	30
7 Tahová zkouška.....	32
8 Aktuální stav	33
9 Numerický návrh testovacího tvaru svorky stabilizátoru.....	34
10 Numerická simulace procesu tváření	35

11	Výsledky	36
12	Závěr	37
13	Zdroje	39

Seznam použitých zkratk a symbolů

Seznam zkratk

MKP	Metoda konečných prvků
MSC	Macneal-Schwendler Corporation
CAE	Computer aided engineering

Seznam značení – řecká abeceda

A_g	[%]	plastické prodloužení v procentech měřené průtahoměrem při max. zatížení
A_5	[%]	tažnost
a	[mm]	vzdálenost od neutrální osy
b	[mm]	šířka polotovaru
D	[MPa]	matice elastických konstant
dr	[mm]	tloušťka elementárního prvku
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
E_T	[MPa]	tečný modul pružnosti
M	[N·mm]	ohybový moment
M_{el}	[N·mm]	ohybový moment, při kterém začínají vznikat plastické deformace
M_{elp}	[N·mm]	velikost ohybového momentu odpovídající velikosti elastoplastického napětí
M_G	[N·mm]	velikost ohybového momentu u silně zakřiveného prutu
M_P	[N·mm]	velikost ohybového momentu na mezi kluzu
M_{pl}	[N·mm]	velikost ohybového momentu potřebného pro vznik plastického kloubu
R	[mm]	poloměr ohybu
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_{eH}	[MPa]	horní mez kluzu
R_{eL}	[MPa]	dolní mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
$R_{m_{skut}}$	[MPa]	skutečná mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
r	[mm]	poloměr elementárního prvku
R_w	[mm]	vnitřní poloměr zakřivení silně zakřiveného prutu
R_z	[mm]	vnější poloměr zakřivení silně zakřiveného prutu
s	[MPa]	deviátor tenzoru napětí
T	[°C]	Teplota

t	[mm]	tloušťka polotovaru
t_1	[mm]	polovina výšky elastického jádra
x	[mm]	velikost posunutí neutrální osy
Y	[MPa]	skalární izotropní proměnná
Z	[%]	kontrakce

Seznam značení – řecká abeceda

α	[MPa]	vnitřní řídící proměnná (backstress)
γ	[°]	úhel ohnutého úseku
ε	[-]	deformace
ε_{el}	[-]	elastická deformace
ε_1	[-]	první hlavní deformace
ε_2	[-]	druhá hlavní deformace
ε_3	[-]	třetí hlavní deformace
$d\varepsilon$	[-]	přírůstek deformace
$d\varepsilon_{el}$	[-]	přírůstek elastické deformace
$d\varepsilon_{pl}$	[-]	přírůstek plastické deformace
ζ	[%]	procentuální rozdíl vůči referenčnímu vzorku
$d\Theta$	[°]	úhel vymezující elementární prvek
$d\lambda$	[-]	plastický násobek
μ	[-]	Poissonova konstanta
ρ	[mm]	poloměr neutrální osy
σ	[MPa]	napětí
σ^I	[MPa]	zbytkové napětí I. druhu
σ^{II}	[MPa]	zbytková napětí II. druhu
σ^{III}	[MPa]	zbytková napětí III. druhu
σ_1	[MPa]	první hlavní napětí
σ_{1s}	[MPa]	napětí pod mezí kluzu
σ_2	[MPa]	druhé hlavní napětí
σ_3	[MPa]	třetí hlavní napětí
σ_a	[MPa]	amplituda napětí
$\sigma_{a(\text{externí zátěž})}$	[MPa]	amplituda napětí vyvolaná externí zátěží
σ_{el}^*	[MPa]	fiktivní elastické napětí
σ_m	[MPa]	střední napětí

$\sigma_m(\text{externí zátěž})$	[MPa]	střední napětí vyvolané externí zátěží
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_Y	[MPa]	napětí na mezi kluzu
$d\sigma$	[MPa]	přírůstek napětí

Úvod

Vliv zbytkových napětí vznikajících po technologických operacích jako je lisování, protlačování či válcování za studena může ovlivňovat celkovou životnost dané součásti. Velikost těchto napětí je však v mnoha případech těžko zjiřitelná pomocí experimentálních metod a jednou z možných metod pro zjištění zbytkových napětí jsou numerické simulace pomocí metody konečných prvků. Samotné zahrnutí zbytkových napětí do predikce únavové životnosti není jednoduché a je zapotřebí nemalých zkušeností a znalostí problematiky únavové životnosti.

U úvodu diplomové práce jsou představeny základní úskalí procesu výroby svorky stabilizátoru. Z důvodu vznikajících plastických deformací a zpevnění materiálu během tohoto formování svorky je v teoretické části rozebrána problematika inkrementální teorie plasticity. Práce dále pokračuje rozsáhlým výkladem zabývající se procesem ohýbání.

Praktická část diplomové práce je zaměřena na popis aktuálního stavu řešení problematiky z hlediska numerických výpočtů a experimentálního měření. Následuje optimalizační studie návrhu vhodného tvaru svorky stabilizátoru pomocí software ANSYS Workbench. Nutné podotknout, že tento návrh tvaru svorky je důležitý také z hlediska plánované pokročilejší analýzy, jejíž součástí budou i další komponenty. Zbývající část se zabývá numerickou simulací procesu tváření svorky stabilizátoru a je uskutečněna s využitím programů od společnosti MSC Software. V diplomové práci lze také pozorovat ukázkou zpracování dat ve dvou odlišných konečno-prvkových nástrojích.

V závěru jsou přehledně shrnuta získaná data z provedených numerických analýz. Nové poznatky mohou být nápomocné pro přesnější odhad únavové životnosti svorky stabilizátoru a lze je rovněž využít ke zdokonalení procesu tváření této podvozkové součástky. Práce rovněž zahrnuje doporučené návrhy pro další vývoj v oblasti problematiky zbytkových napětí.

1 Formulace problému a cíle řešení

1.1 Problémová situace

Ve spolupráci s firmou působící v automobilovém průmyslu byla vypracována bakalářská práce [1], zabývající se odhadem únavové životnosti stabilizační svorky příčného stabilizátoru. Během řešení této bakalářské práce [1] byl zmíněn problém vlivu zbytkových napětí vznikajících v důsledku operace lisování svorky stabilizátoru. V návaznosti na tuto problematiku bylo navrženo téma diplomové práce zabývající se numerickou studií procesu tváření svorky a vlivu vzniklého zbytkového napětí na odhad únavové životnosti součásti.

1.2 Formulace problému

Numerická studie zbytkových napětí po procesu tváření svorky stabilizátoru a zjištění vlivu těchto napětí na celkovou životnost svorky stabilizátoru různými softwarovými nástroji využívající metodu konečných prvků (MKP).

1.3 Formulace cílů

- Seznámit se s technologickým procesem ohýbání svorky stabilizátoru.
- Navrhnout zjednodušení aktuálního výpočtového modelu, který byl důkladně popsán v bakalářské práci [1].
- Provést průzkum a volbu vhodných konečno prvkových programů.
- Navrhnout testovací tvar svorky stabilizátoru.
- Provést simulaci procesu tváření testovací svorky stabilizátoru pomocí konečno prvkového programu.
- Vyhodnotit a porovnat dosažené výsledky numerických simulací.
- Navrhnout možnosti zlepšení.

2 Svorka stabilizátoru

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

3 Teorie plasticity

Při zatížení materiálu nad mezí kluzu u jednoosé napjatosti se v materiálu generují nevratné plastické deformace. Matematické modelování procesu plasticity je komplexní činnost, u které závisí na posloupnosti zátěžných a odlehčujících kroků, které odpovídají reálnému průběhu zatížení. V technické praxi se nejčastěji setkáváme pro modelování elasto – plastického chování materiálů s inkrementální (přírůstkovou) teorií plasticity. Tato teorie lze použít v případech, u nichž lze zanedbat vliv rychlosti deformace. Pro popis plastického chování materiálu jsou využívány tři základní fenomény:

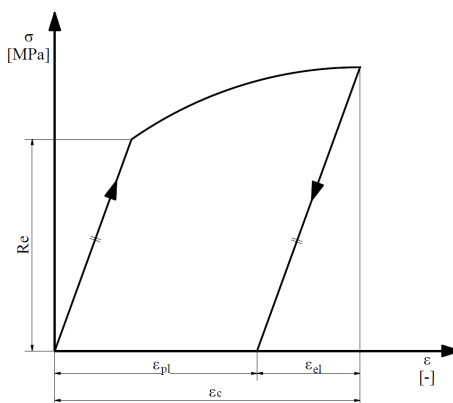
1. Podmínka plasticity
2. Pravidlo zpevnění
3. Pravidlo plasticity

Základním předpokladem inkrementální teorie plasticity je řešení elastické části deformace a plastické části deformace odděleně. Jak již bylo zmíněno, inkrementální teorie pracuje pouze s přírůstkem deformace vyvolaný daným přírůstkem zatížení. Můžeme tedy psát:

$$d\varepsilon = d\varepsilon_{pl} + d\varepsilon_{el} \quad (1)$$

kde $d\varepsilon_{pl}$ odpovídá přírůstku plastické deformace a $d\varepsilon_{el}$ odpovídá přírůstku elastické deformace.

Chování materiálu při zatěžování můžeme nejlépe zobrazit v tahovém diagramu popisující závislost napětí na deformaci, viz Obr. 1. V tomto diagramu můžeme pozorovat elastickou i plastickou část deformace a lineární chování materiálu při odlehčování [2,3,4,5].



Obr. 1 Plastická deformace v diagramu $\sigma - \varepsilon$ při jednoosé napjatosti

Pro popis elastické části tahové křivky pro jednoosou napjatost na Obr. 1 lze použít Hookeův zákon ve formě:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_{el}, \quad (2)$$

kde E je Youngův modul pružnosti v tahu. Pro víceosou napjatost lze Hookeův zákon formulovat v obecném znění:

$$\sigma = D : \varepsilon_{el}, \quad (3)$$

kde D je matice elastických konstant a symbol $:$ značí kontrakci tenzoru.

Přírůstek plastické deformace ε_{pl} je stanoven pomocí modelu plasticity. Tento model je funkcí aktuálního stavu napjatosti a historii zatěžování. Při zahrnutí všech těchto aspektů, dostáváme velice často silně nelineární vztahy [2].

3.1 Podmínka plasticity

Při jednoosém namáhání a úvaze ideálně elastoplastického materiálu vznikají trvalé deformace materiálu překročením meze kluzu v tahu, viz Obr. 3. Tuto skutečnost lze formulovat tzv. podmínkou plasticity pro jednoosé namáhání:

$$f = \sigma_1 - \sigma_Y = 0, \quad (4)$$

kde σ_1 je aktuální hodnota napětí a σ_Y značí mez kluzu Re .

Při obecné napjatosti v bodě tělesa se využívá ekvivalentního napětí v tahu, tak jak je zvykem v pružné oblasti. Poté můžeme podmínku plasticity (4) přepsat pro obecný stav napjatosti do tvaru:

$$f(\sigma) = f(\sigma_{red}) - \sigma_Y \quad (5)$$

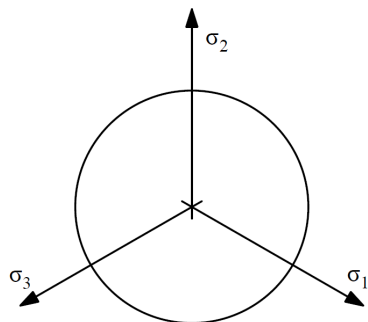
kde $f(\sigma_{red})$ je funkcí složek tenzoru napětí σ . Pro houževnaté materiály se nejčastěji používá von Misesova podmínka plasticity, kterou lze pomocí hlavních napětí σ_1 , σ_2 a σ_3 formulovat následovně:

$$f(\sigma_{red}) = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (6)$$

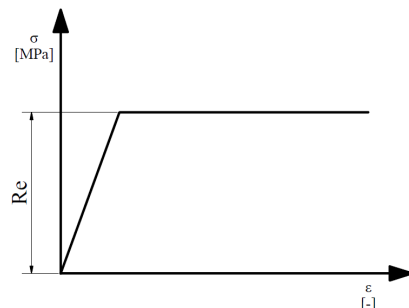
nebo pomocí deviátoru tenzoru napětí s takto:

$$f(\sigma_{red}) = \sqrt{\frac{3}{2} s : s}. \quad (7)$$

Zobrazení podmínky plasticity v souřadném systému hlavních rovin napětí σ_1 , σ_2 a σ_3 nazýváme plochou plasticity. Pro případ von Misesovy podmínky plasticity nám vzniká válec a její zobrazení v deviátorové rovině je na Obr. 2 [2,3,4,5].



Obr. 2 Znáznornění plochy plasticity von Mises u ideálně elastoplastického materiálu



Obr. 3 Znáznornění platnosti podmínky plasticity u ideálně elastoplastického materiálu

V dnešní době existuje již mnoho dalších podmínek plasticity (Hill 1948, Barlet 1991), které dokážou lépe popsat složitější chování materiálu (rozdílné vlastnosti v tahu a tlaku, anizotropii, porozitu atd.). Avšak s rostoucí složitostí roste množství materiálových konstant a jejich identifikace je časově i finančně náročná [6,7].

3.2 Pravidlo zpevnění

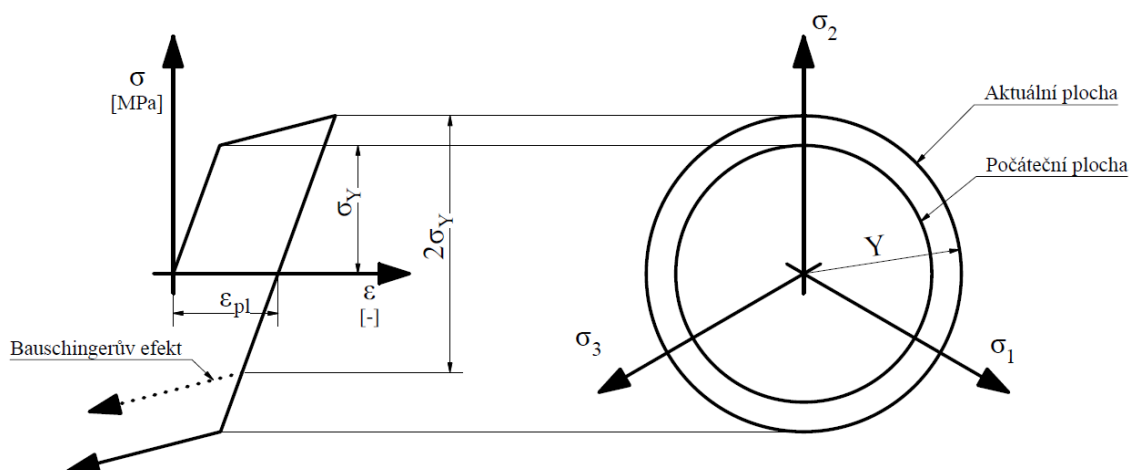
Plocha plasticity se u ideálně elastoplastických materiálů nemění během zatěžování. Obecně však platí, že u materiálů vykazující zpevnění se rozměry, poloha i tvar plochy plasticity mění. V technické praxi je poté snahou dosáhnout obdobného chování plochy plasticity i u materiálových modelů. Způsob, jakým se chová plocha plasticity nám popisuje pravidlo zpevnění. Obecně můžeme pravidlo zpevnění rozdělit na izotropní, kinematické a kombinované [2,3,4,5].

1. IZOTROPNÍ PRAVIDLO ZPEVNĚNÍ

V případě izotropního zpevnění plocha plasticity mění pouze svou velikost, a to ve všech směrech stejnoměrně a její počátek je v souřadnicovém systému. Toto pravidlo zpevnění je zobrazeno na Obr. 4. Obecná formulace izotropního zpevnění je:

$$f(\sigma, Y) = \bar{f}(\sigma) - Y = 0, \quad (8)$$

kde Y je skalární izotropní proměnná, která souvisí s vývojem dislokačních struktur během zatěžování. Toto pravidlo není vhodné pro cyklické zatěžování, a to z důvodu nemožnosti popsání Bauschingerova efektu. Model je vhodný pro monotónní zatížení s elastickým odlehčením – tahová zkouška, tvářecí operace (lisování, ohýbání) [2].



Obr. 4 Vývoj plochy plasticity u izotropního zpevnění

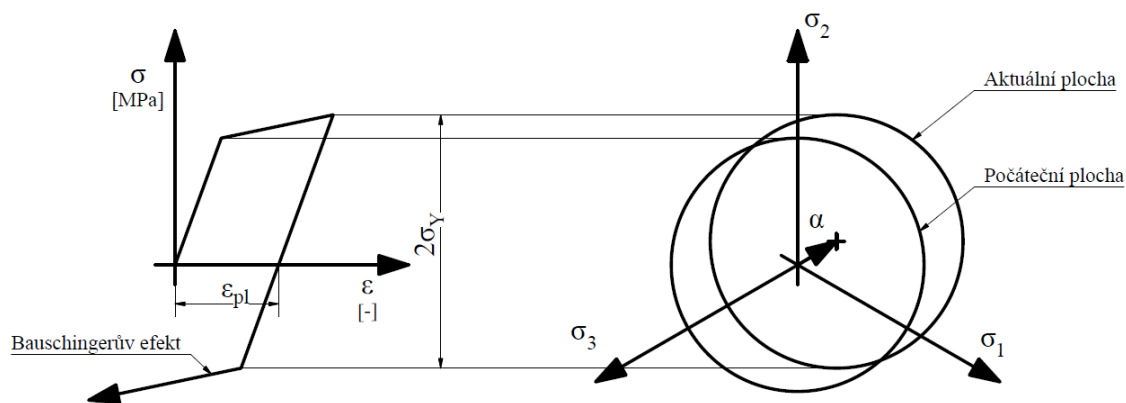
2. KINEMATICKÉ PRAVIDLO ZPEVNĚNÍ

Kinematické pravidlo zpevnění na rozdíl od izotropního pravidla zpevnění nemění velikost plochy plasticity, ale pouze tuto plochu posouvá v prostoru hlavních napětí. Kinematický model umožňuje zachytit Bauschingerův efekt, z tohoto důvodu je využívám

pro modelování materiálového chování materiálů při cyklickém proporcionálním namáhání. Obecná formulace kinematického zpevnění může být formulována následovně:

$$f(\sigma, \alpha) = \bar{f}(\sigma - \alpha) - \sigma_Y = 0 \quad (9)$$

kde α je vnitřní řídicí proměnná, tzv. backstress. Vývoj plochy plasticity pomocí kinematického pravidla zpevnění můžeme pozorovat na Obr. 5 [2].



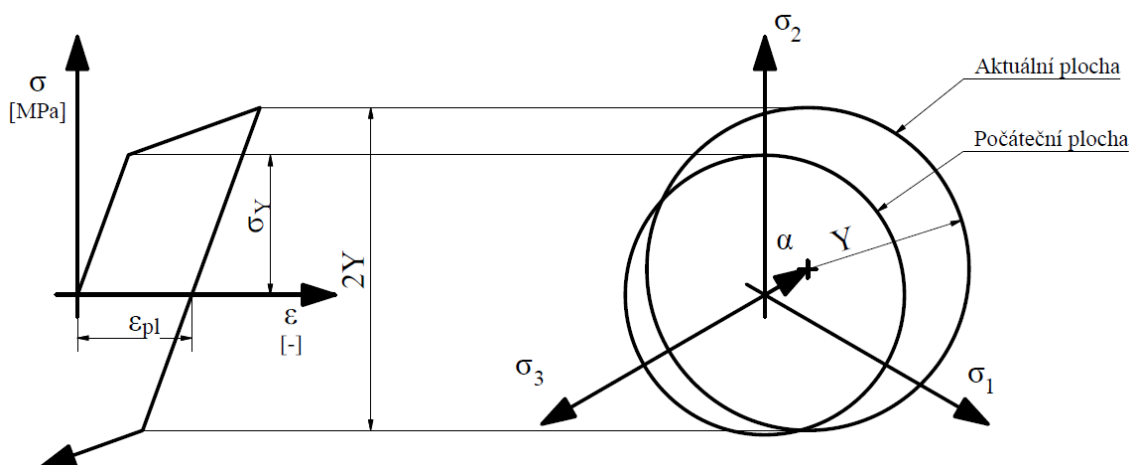
Obr. 5 Vývoj plochy plasticity u kinematického pravidla zpevnění

3. KOMBINOVANÉ PRAVIDLO ZPEVNĚNÍ

Kombinované pravidlo zpevnění nám kombinuje izotropní pravidlo a kinematické pravidlo zpevnění. Toto pravidlo zpevnění je využíváno u materiálů, které mají odlišnou mez kluzu ve statické a cyklické deformační křivce. Podmínka plasticity je poté formulována jako superpozice dvou výše zmíněných pravidel:

$$f(\sigma, \alpha, Y) = \bar{f}(\sigma - \alpha) - Y = 0. \quad (10)$$

Zobrazení kombinovaného pravidla v prostoru hlavních napětí je na Obr. 6.



Obr. 6 Změna polohy plochy plasticity u kombinovaného pravidla zpevnění

Pomocí vhodné superpozice můžeme velice dobře a věrohodně zachytit chování cyklicky zatěžujících materiálů, cyklické změkčování nebo zpevňování materiálu, ratcheting a další efekty cyklické plasticity [2].

3.3 Pravidlo plasticity

Pravidlo plasticity nám vypovídá o tom, jak se bude vyvíjet přírůstek plastické deformace. V případě uvažování jednoosé napjatosti, kdy kladný přírůstek napětí vyvolá kladný přírůstek plastické deformace, můžeme psát:

$$d\sigma : d\varepsilon_{pl} \geq 0, \quad (11)$$

porovnáním s podmínkou aktivního zatěžování:

$$\frac{\partial f}{\partial \sigma} : d\sigma > 0, \quad (12)$$

můžeme definovat pravidlo plasticity ve formě:

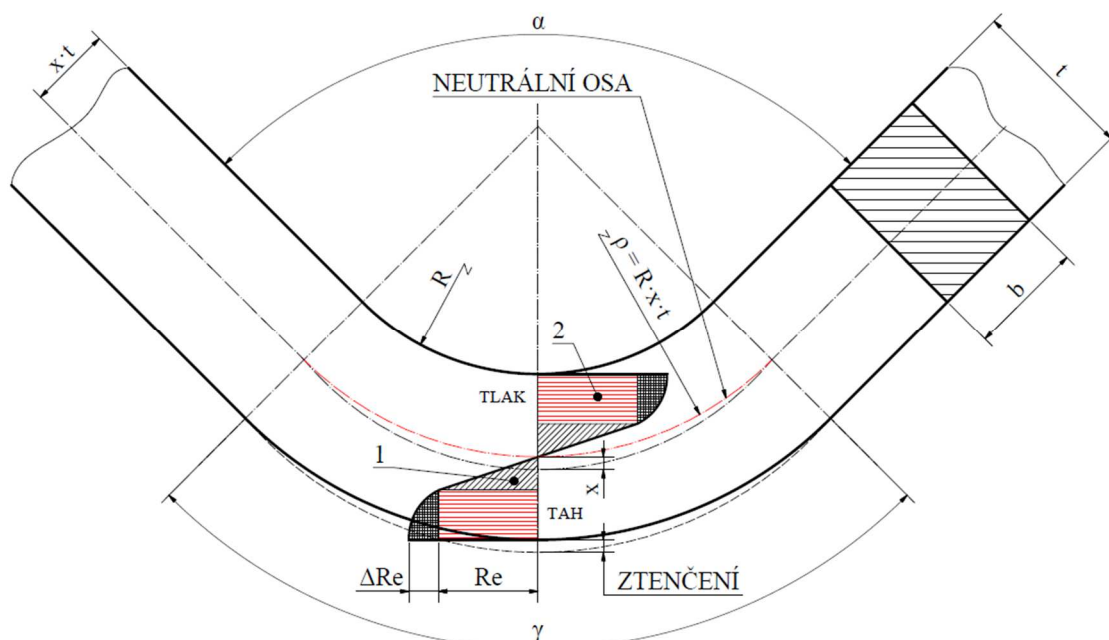
$$d\varepsilon_{pl} = d\lambda \cdot \frac{\partial f}{\partial \sigma}, \quad (13)$$

kde $d\lambda$ je skalární součinitel nebo také často nazývaný plastický násobek. Pravidlo plasticity nám při jednoosé napjatosti říká, že směr přírůstku plastické deformace bude odpovídat smyslu namáhání [2,3,4,5].

4 Technologie tváření – ohýbání

Technologická operace ohýbání je jednou ze základních technologických operací využívaných ve strojírenské výrobě. Při této operaci dochází k pružně – plastickým deformacím působením ohybového momentu od ohybové síly. Velikost deformace při této technologické operaci je závislá na několika aspektech, zejména se jedná o kvalitu materiálu a jeho tloušťku v místě ohybu, orientaci ohybu vzhledem ke směru válcování, poloměru ohybu a velikosti ohybového momentu [8].

Tato technologická operace se rozděluje na ohýbání úzkých polotovarů ($b < 3 \cdot t$) a širokých polotovarů ($b > 3 \cdot t$), kde b je šířka polotovaru v mm a t je tloušťka polotovaru v mm. Pro proces ohýbání je charakteristické, že dochází ke změně tvaru plochy deformované součásti tzv. neutrální plochy. Základní charakteristické veličiny popisující ohýbání a průběh napětí je vyobrazeno na Obr. 7 [9].



Obr. 7 Schéma ohýbání [8,10]

Veličiny a symboly zobrazené na Obr. 7 lze popsat následovně:

Re – Mez kluzu [MPa]

R – Poloměr ohybu [mm]

x – velikost posunutí neutrální osy (plochy) průřezu od původní osy průřezu

1 – oblast pružné deformace

2 – oblast plastické deformace se zpevněním ΔRe

α – úhel ohybu

γ – úhel ohnutého úseku ($\gamma = 180 - \alpha$)

ρ – poloměr neutrální osy (plochy)

4.1 Napětí při ohybu

Pro dosažení trvalého ohybu materiálu je zapotřebí vyvození plastických deformací ohybovým napětím vyšším než je mez kluzu Re , ale toto napětí nesmí přesáhnout určitou hodnotu plastické deformace a to z důvodu možného porušení soudržnosti tvářeného materiálu. Při ohýbání jsou vyvozovány napětí v krajních vláknech ohýbaného materiálu s opačnými znaménky (TAH – TLAK), viz Obr. 7. Dále je z Obr. 7 patrné, že při procesu ohýbání nám vzniká vrstva v materiálu, kde je tlakové a tahové napětí nulové a k tomu příslušné deformace jsou také nulové. Tuto vrstvu nazýváme neutrální plocha.

Obecně můžeme při ohýbání materiálu rozlišovat tři základní skupiny napěťových stavů a to ohýbání tyčí a pásů malých zakřivení bez zpevnění, které můžeme dále rozdělit na ohýbání úzkých tyčí a ohýbání širokých pásů další skupinou je ohýbání pásů velkých zakřivení bez zpevnění a poslední skupinou je ohýbání se zpevněním [9].

4.1.1 Ohýbání úzkých tyčí a pásů malých zakřivení bez zpevnění

Jako první bude vysvětleno rozložení napětí v nejjednodušším případě a to při ohýbání úzkých tyčí a pásů malých zakřivení bez zpevnění. V tomto případě bude uvažováno prizmatického tělesa z ideálně pružně-plastického materiálu, jehož šířka je značně menší než tloušťka. Při takových rozměrech můžeme dále uvažovat pouze jednoosé tažení či stlačování vláken ležících po jedné straně či druhé straně od neutrální plochy. Napětí působící ve směru šířky materiálu je možno zanedbat [9,10,11,12].

Rozložení napětí po průřezu materiálu je možno rozdělit do několika stavů, které budou nyní popsány:

1. OBLAST PRUŽNÝCH DEFORMACÍ

Jako první napěťový stav při ohýbání vzniká stav, při kterém vznikají pouze pružná deformace materiálu. Vztah mezi napětím a deformací je lineární. Průběh vzniklého napětí po průřezu je vyobrazen na Obr. 8. Deformaci a napětí můžeme v libovolném místě průřezu ve vzdálenosti a od neutrální osy zjistit pomocí vztahů:

$$\varepsilon_1 = \frac{a}{\rho}, \quad (14)$$

$$\sigma_1 = E \frac{a}{\rho}, \quad (15)$$

kde ρ označuje poloměr zakřivení střední vrstvy, E je modul pružnosti v tahu. Pro určení ohybového momentu M potřebného na vyvození napětí σ_{1s} lze využít vztah:

$$M = \frac{bt^2}{6} \sigma_{1s}. \quad (16)$$

2. NAPĚTÍ NA MEZI KLUZU

V této fázi ohýbání je ohybovým momentem vyvozováno napětí v krajních vláknech o velikosti meze kluzu σ_k . Průběh napětí v této fázi ohýbání je vyobrazen na Obr. 9. Při dosažení hodnoty σ_k do vztahu (16) získáváme vztah pro výpočet ohybového momentu generující napětí na mezi kluzu:

$$M_{el} = \frac{bt^2}{6} \sigma_k, \quad (17)$$

kde M_{el} je hodnota ohybového momentu, při kterém začínají vznikat plastické deformace v krajních vláknech materiálu.

3. VZNIK PLASTICKÝCH DEFORMACÍ

Při dalším zvětšování ohybového momentu se začíná zvětšovat množství trvale deformovaných vláken a zmenšuje se množství vláken v elastické oblasti deformace kolem neutrální osy. Průběh napětí je znázorněn na Obr. 10. Velikost ohybového momentu pro danou tloušťku elastických deformací e lze určit ze vztahu:

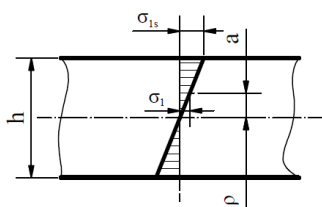
$$M_{elp} = \sigma_k \frac{bt^2}{6} \cdot \frac{1}{2} \left[3 - \left(\frac{h_1}{h} \right)^2 \right], \quad (18)$$

kde M_{elp} je velikost ohybového momentu odpovídající velikosti elastoplastického napětí a h_1 je polovina výšky elastického jádra.

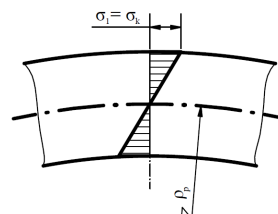
4. VZNIK PLASTICKÉHO KLOUBU

Stav, který je nazýván jako vznik plastického kloubu nastává při působení ohybového momentu o velikosti, při kterém velikost elastické části e je rovna 0. Rozložení napětí po průřezu je na Obr. 11. Velikost ohybového momentu, potřebného pro vyvození plastického kloubu, je možno získat z rovnice (18) a to dosazením nulové hodnoty elastické části:

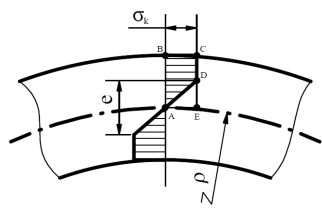
$$M_{pl} = \frac{bt^2}{4} \sigma_k. \quad (19)$$



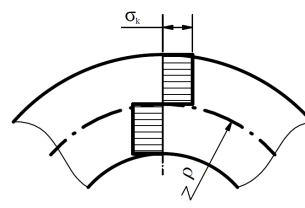
Obr. 8 Napětí při ohybu – A [9]



Obr. 9 Napětí při ohybu – B [9]



Obr. 10 Napětí při ohybu – C [9]

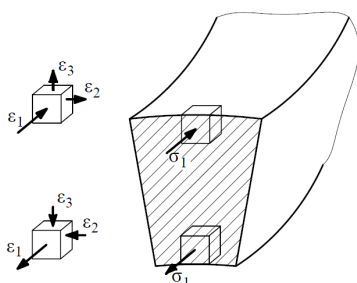


Obr. 11 Napětí při ohybu – D [9]

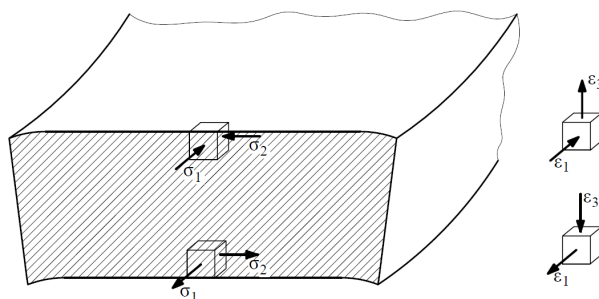
4.1.2 Ohýbání širokých tyčí a pásů malých zakřivení bez zpevnění

Ohýbání úzkých tyčí a pásů je provázáno zkrácením či prodloužením krajních vláken materiálu v podélném směru a to za současného zmenšování či zvětšování příčných rozměrů. Z výše zmíněného faktu vyplývá, že v průběhu ohybu úzkých tyčí probíhá ke zvětšování šířky ohýbané tyče na vnitřní straně ohybu a na vnější straně ohybu dochází k zmenšování šířky materiálu. Tento efekt je zobrazen na Obr. 12.

Výše popsany efekt změny příčného průřezu ohýbaného materiálu se vyskytuje pouze u tyčí a pásů velmi úzkých v porovnání s jejich tloušťkou. Tomuto efektu je značně zabráněno u ohýbání širokých pásů a tyčí. U širokých pásů a tyčí ve střední části průřezu k příčným změnám rozměrů průřezů prakticky nedochází a v tomto případě nastává rovinná deformace, kde $\varepsilon_2 = 0$ a $\varepsilon_1 = -\varepsilon_3$. Schéma znázorňující napětí a deformace u širokých tyčí a pásů je na Obr. 13 [9].



Obr. 12 Schéma napětí a deformací úzkých tyčí [9]



Obr. 13 Schéma napětí a deformací širokých pásů [9]

V průběhu ohýbání širokých pásů a tyčí nevzniká pouze jednoosý napěťový stav v krajních vláknech ale vznikají ještě přídatná napětí, které zamezují změně šířky materiálu.

Přídavné napětí σ_2 zamezující změně šířky ohýbaného materiálu lze zjistit v oblasti pružných deformací z obecné rovnováhy, aby se deformace ε_2 rovnalo nule:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_3 + \sigma_1)]. \quad (20)$$

Při zanedbání napětí působících v radiálním směru můžeme vztah (20) přepsat do tvaru:

$$\sigma_2 = \mu\sigma_1. \quad (21)$$

Z výše sepsaného lze vyvodit závislost mezi napětím σ_1 a deformací ε_1 v pružné oblasti deformací ve tvaru:

$$\sigma_1 = \frac{E}{(1-\mu^2)} \varepsilon_1. \quad (22)$$

Závěrem můžeme konstatovat, že při stejné deformaci ε_1 bude hodnota napětí σ_1 větší u širokých pásů a tyčí než u úzkých pásů a tyčí v poměru:

$$1/(1-\mu^2), \quad (23)$$

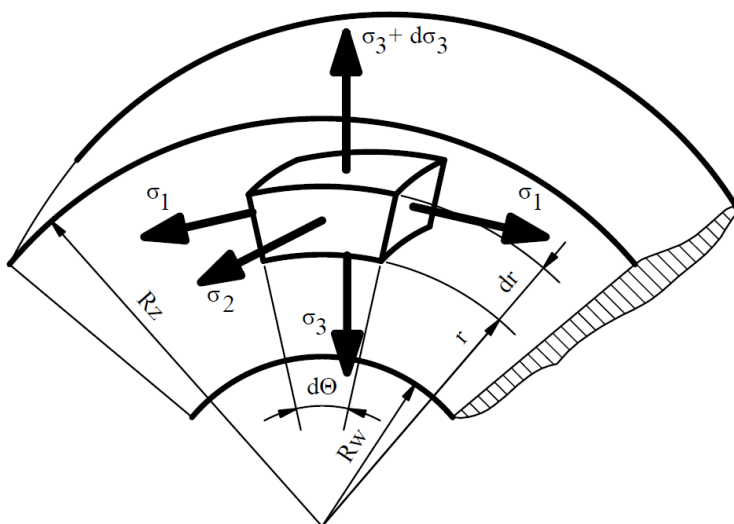
kde o stejný poměr vzroste i ohybový moment M potřebný pro vyvození stejného zakřivení [9].

4.1.3 Ohýbání pásů velkých zakřivení bez zpevnění

V předchozích případech, kdy bylo vysvětleno ohýbání úzkých tyčí a pásů a ohýbání širokých tyčí a pásů byla vždy uvažována určitá zjednodušení a z tohoto důvodu mohou být výsledky zkresleny nepřesnostmi. Jedná se zejména o zanedbání radiálního napětí a uvažování lineárního průběhu deformace po průřezu. Se vzrůstajícím poloměrem ohybu se výše zmíněné chyby rychle zvětšují a je potřeba aplikovat jiné řešení úlohy. V dalším rozboru budou zahrnuta radiální napětí a bude uvažováno zakřivení materiálu v daném okamžiku. Pro další vysvětlení problematiky ohýbání budou uvažována následující zjednodušení:

1. Šířka pásu se nemění (rovinná deformace).
2. Těleso je ideálně plastické a nedochází k zpevnění (zanedbání pružné deformace a změny meze kluzu).

Pro vyšetření napjatosti při ohýbání silně zakřivených prutů budou prozkoumány podmínky rovnováhy elementu ohraničeného rovinami o poloměru r a $r+dr$ a rovinami tvořícími úhel $d\theta$, schématické znázornění elementu je na Obr. 14 [9].



Obr. 14 Vymezení elementu u silně zakřiveného prutu [9]

Element ohraničený rovinami je zatížen obvodovým napětím σ_1 , radiálním napětím σ_3 tak napětím působící ve směru šířky ohýbaného materiálu σ_2 . Součtem průmětů sil vyvolávající toto napětí do radiálního směru vznikne podmínka rovnováhy sil:

$$\sigma_1 dr b d\theta + \sigma_3 r b d\theta - (\sigma_3 + d\sigma_3)(r + dr) b d\theta = 0 \quad (24)$$

která po zjednodušení získá tvar:

$$\frac{d\sigma_3}{dr} + \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{r} = 0. \quad (25)$$

Pro výpočet napětí σ_2 při předpokladu rovinné deformace lze použít vztah:

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3), \quad (26)$$

dále po úpravě získáváme vztah:

$$\sigma_3 - \sigma_1 = \pm \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_k. \quad (27)$$

Pro zjednodušení zavedeme substituci:

$$\sigma'_k = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_k \quad (28)$$

a dosazením do rovnice (27) a následným dosazením do rovnice rovnováhy elementu (25) získáváme diferenciální rovnici:

$$\pm \frac{dr}{r} = \frac{d\sigma_3}{\sigma'_k}. \quad (29)$$

Řešení diferenciální rovnice (29) má tvar:

$$\pm \ln r + C = \frac{\sigma_3}{\sigma'_k}. \quad (30)$$

Znaménka minus a plus před rovnicí (30) nám udávají zda se řešení vztahuje na oblast stlačování (-) či na oblast prodlužování (+). Konstantu C je možno určit z okrajových podmínek úlohy, a to za předpokladu že radiální napětí σ_2 zanikají na vnitřním či vnějším povrchu ohýbaného pásu. Z výše sepsaného získáme řešení pro stranu stlačování (31) a prodlužování (32):

$$\sigma_3 = \sigma'_k \ln \frac{r}{R_w} \quad (31)$$

$$\sigma_3 = -\sigma'_k \ln \frac{R_z}{r} \quad (32)$$

Pro výpočet obvodových napětí σ_1 lze využít rovnic (27), (31) a (32) a následným upravením získáváme konečné vztahy pro stranu stlačování (33) a pro stranu natahování (34):

$$\sigma_1 = -\sigma'_k \left(1 + \ln \frac{r}{R_w} \right), \quad (33)$$

$$\sigma_1 = \sigma'_k \left(1 + \ln \frac{R_z}{r} \right), \quad (34)$$

K zjištění odpovídající velikosti ohybového momentu lze využít vztah:

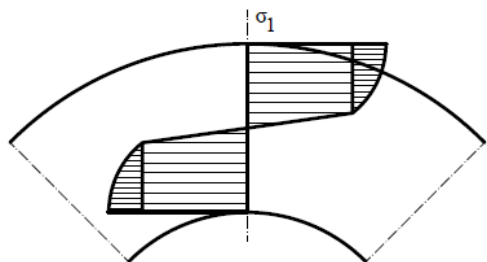
$$M_G = b \int_{R_w}^{R_z} \sigma_1 r dr, \quad (35)$$

kde po dosazení velikosti obvodového napětí σ_1 z rovnice (33) dostaneme vztah:

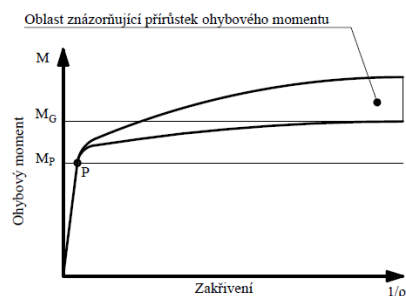
$$M_G = \frac{bt^2}{4} \sigma'_k. \quad (36)$$

4.1.4 Ohýbání se zpevněním

V předchozích případech, viz kap. 4.1.1, 4.1.2 a 4.1.3, bylo vždy uvažováno s ideálně plastickým materiálem s konstantní mezí kluzu. Avšak ve skutečnosti u materiálů tvářených za studena dochází ke změně hodnoty meze kluzu a to k navýšení této hodnoty. Toto navýšení je závislé na velikosti plastické deformace. Z důvodu navýšení meze kluzu dochází i k navýšení hodnoty obvodových napětí při ohýbání, tento efekt je zobrazen na Obr. 15. S nárůstem obvodových napětí vzrůstá i ohybový moment. Tento nárůst ohybového momentu je provázán s velikostí plastické deformace, viz Obr. 16 [9].



Obr. 15 Vliv zpevnění na rozložení napětí



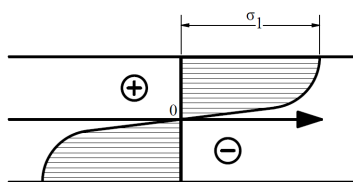
Obr. 16 Vliv zpevnění na rozložení napětí

4.2 Zbytková napětí po ohýbání

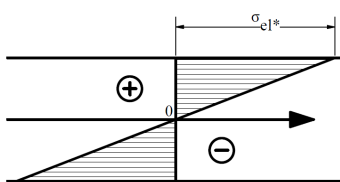
Výše popsané případy znázorňují průběh napětí po průřezu ohýbaného materiálu v případě, kdy ohybový moment je větší než nula. V následující části bude popsán stav ohýbaného materiálu, kdy ohybový moment působící na ohýbanou součást bude nulový, čili stavem odlehčení [9,13].

Jak bylo zmíněno již výše, viz kap. 4.1.1, při malých ohybech je rozložení napětí po průřezu lineární. U ohýbaných součástí, kde dochází k překročení meze kluzu, vznikají plastické deformace. V tomto případě rozložení napětí má charakter zobrazený na Obr. 17. Odlehčování materiálu po ohýbání probíhá elasticky a to tak, že vlákna v elastické části se vrací do původního tvaru a vlákna v plastické části zůstávají deformována. Průběh napětí při odlehčování je uvažován lineární po průřezu a jeho průběh je znázorněn na Obr. 18. Toto napětí je nazýváno jako fiktivní elastické napětí a značí se σ_{el*} . Napětí, která zůstanou v materiálu po odlehčení, se poté získají odečtením fiktivního napětí a skutečného napětí:

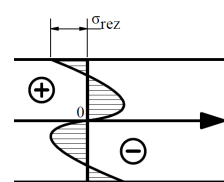
$$\sigma_{rez} = \sigma_{epl} - \sigma_{el*} \quad (37)$$



Obr. 17 Napětí vzniklá v průběhu plastické deformace při zatížení [13]



Obr. 18 Napětí během odlehčování [13]



Obr. 19 Zbytková napětí v materiálu po ohýbání [13]

5 Zbytková napětí

Zbytková napětí lze definovat jako napětí působící v tělese bez působení vnějších zatížení nebo působení teplotního pole na těleso. Předpokladem pro vznik zbytkových napětí je splnění podmínky plasticity a vzniku pružně plastického stavu. Tento stav může být vyvozen několika způsoby:

1. Silovým nebo deformačním působením na těleso.
2. Teplotním působením na těleso.

Výslednice vnitřních sil v daném průřezu je nulová a můžeme hovořit o zbytkových napětích. V technické praxi v důsledku technologických a výrobních operací dochází téměř vždy ke vzniku takových napětí. Zahrnutí těchto napětí do konstruktérské a výpočtářské činnosti je však složité a mohou velice ovlivnit jak funkčnost, tak životnost daného strojního celku či dílu. Tento vliv napětí může být jak pozitivní tak negativní. Pozitivní dopad na danou součást mohou mít tlaková napětí, která mohou predikovat delší životnost. Negativní efekt mohou mít tahová napětí, a to zejména z důvodu možnosti vzniku trhlin, napěťové koroze, snížení meze únavy, snížení křehkolomové odolnosti [14,15,16].

5.2 Klasifikace zbytkových napětí

Zbytková napětí lze rozdělit podle velikosti objemu materiálu, ve kterém napětí nemění svou velikost a ani směr působení. Podle této klasifikace lze zbytková napětí rozdělit do 3 základních tříd:

1. ZBYTKOVÁ NAPĚTÍ I. DRUHU (makroskopická)

Homogenní přibližně v makroskopické oblasti. Zbytková napětí tohoto druhu jsou střední hodnotou zbytkových napětí působících v mnoha zrnech. Napětí tohoto druhu mohou být důsledkem výrobních technologií: obrábění, svařování, pájení, lití, tváření za studena, kování, kuličkování, lisování. Dále mohou být důsledkem tepelného nebo tepelně-mechanického zpracování.

2. ZBYTKOVÁ NAPĚTÍ II. DRUHU (mikroskopická)

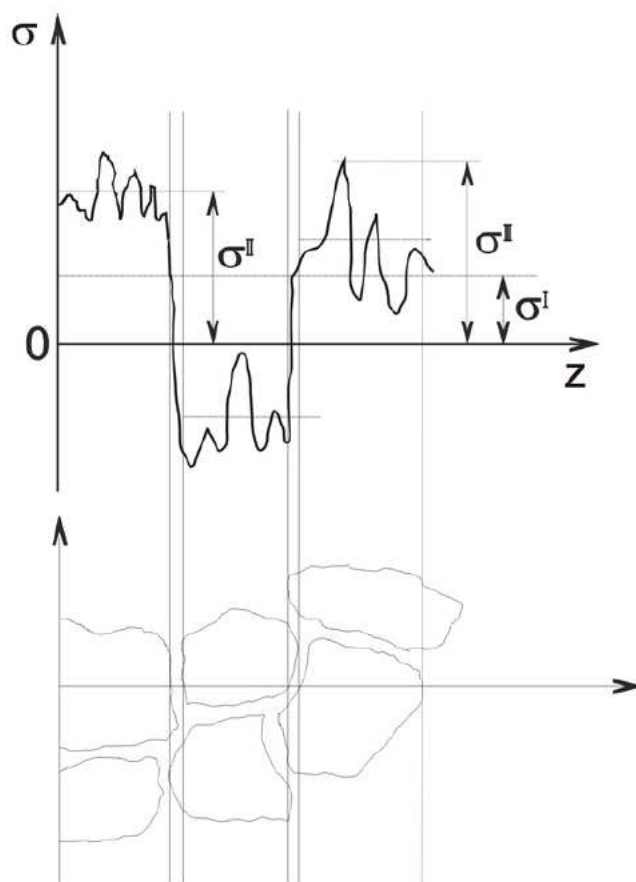
Homogenní přibližně v oblastech o velikosti jednotlivých zrn. Zbytková napětí tohoto druhu nám ukazují rozdíl mezi zbytkovým napětím I. druhu a středními hodnotami zbytkových napětí v jednotlivých zrnech. Vznik těchto zbytkových napětí je zapříčiněn zejména tepelnými procesy v materiálech s fázemi mající rozdílné hodnoty teplotních součinitelů délkové roztažnosti.

3. ZBYTKOVÁ NAPĚTÍ III. DRUHU (submikroskopická)

Nehomogenní v oblastech srovnatelných s meziatomovými vzdálenostmi. Vznik zbytkových napětí tohoto druhu je zapříčiněn strukturními poruchami.

V technické praxi se většinou vyskytují všechny druhy zbytkových napětí najednou, nicméně je nejdůležitější znát velikost a směr I. druhu zbytkových napětí, a to zejména z

důvodu vlivu tohoto zbytkového napětí na celkovou spolehlivost a životnost konstrukce či strojního dílu. Grafické znázornění I. a II. druhu zbytkových napětí je na Obr. 20 níže.



Obr. 20 Grafické znázornění I. a II. druhu zbytkových napětí [16]

Z výše sepsaných faktů je důležité znát vliv a velikost zbytkových napětí v navrhované a posuzované součásti. Znalost zbytkových napětí je zejména důležitá při predikci únavové životnosti součásti. Při zahrnutí zbytkových napětí do této predikce je zejména důležité si uvědomit, že zbytková napětí nám ovlivňují pouze velikost středního napětí σ_m , nikoli velikost napěťové amplitudy σ_a [13,16]. Tato skutečnost lze formulovat takto:

$$\sigma_a = \sigma_{a(\text{extrení zátěž})} \quad (38)$$

$$\sigma_m = \sigma_{m(\text{externí zátěž})} + \sigma_{rez} \quad (39)$$

6 Rešerše programů využívajících MKP

V rámci diplomové práce byl proveden sběr informací o nejrozšířenějších konečno-prvkových programech, které mohou být využity pro řešení zadaných cílů diplomové práce. Jedná se o software Ansys, MSC Software a Altair Engineering.

6.1 Ansys, Inc.

Mezi nejznámější společnosti zabývající se vývojem a prodejem programů pro širokou oblast průmyslu můžeme zařadit společnost Ansys, Inc. Společnost byla založena Johnem Swansonem v roce 1970. Výpočetní programy společnosti Ansys, Inc. nacházejí uplatnění v oblastech mechaniky tuhých tělese, predikce únavové životnosti, analýzy nelineárních fyzikálních dějů v krátkém časovém úseku, simulace aditivní výroby, strukturní analýzy pohybujících se flexibilních a tuhých těles, numerických analýz mechaniky tekutin, simulace tváření viskoelastických materiálů, simulace lopatkových strojů, simulace spalování, simulace elektromagnetismu, simulace elektromechanických jevů.

Jednou z klíčových součástí softwaru ANSYS je platforma ANSYS Workbench, která tvoří integrovanou simulační strukturu. Umožňuje propojit jednotlivé moduly a zajišťuje automatizované předávání dat mezi nimi. Mezi další významné části portfolia můžeme zařadit ANSYS DesignModeler a ANSYS SpaceClaim Direct Modeler.

ANSYS DesignModeler je geometrický modelář umožňující vytvořit prostorový geometrický model analyzované součástky či sestavy nebo efektivně upravit již existující geometrický model vytvořený v libovolném CAD systému. Při vytváření geometrie je historie úprav modelu a jednotlivých operací zaznamenána, to umožňuje provádět změny a poté rychle aktualizovat model.

ANSYS SpaceClaim Direct Modeler (ANSYS SCDM) představuje 3D geometrický modelář založený na technologii „Direct Modeling“. Slouží k tvorbě, editaci a opravě 3D geometrie. Umožňuje importovat veškeré existující CAD modely běžných formátů a dynamicky vytvářet a upravovat vlastní modely. Všechny změny jsou zobrazeny v reálném čase.

V rámci prostředí ANSYS Workbench lze propojit ANSYS DesignModeler popřípadě ANSYS SpaceClaim Direct Modeler přímo s výpočetním modulem a provádět úpravy na výpočetní geometrii a průběžně tuto geometrii aktualizovat bez nutnosti dalších exportů a importů geometrie. Stále často využívaným a silným nástrojem je modul APDL [18].



Obr. 21 Logo Ansys, Inc. [18]

6.2 MSC Software

MSC Software je americká společnost, která se zabývá vývojem simulačních programů. Společnost byla založena v roce 1963. Mezi zakladatele patří Dr. Richard MacHeal a Robert Schwendler. Prvním programem pro strukturální analýzu byl SADSAM (Structural Analysis by Digital Simulation of Analog Methods). V roce 1965 byl vyvinut pro společnost NASA program pro strukturní analýzy pod názvem NASTRAN.

Programy společnosti MSC Software nacházejí uplatnění v oblasti akustických simulací, aditivní výroby, autonomního řízení, CFD simulací, návrhu kompozitních materiálů, topologické optimalizace, predikce únavové životnosti, simulace kinematiky a dynamiky mechanismů, multifyzikálních simulací, nelineárních analýz, dynamiky rotorů, strukturních analýz a termálních analýz.

V rámci řešení této diplomové práce bude představen výpočetní program MSC Marc, který je určen pro oblast nelineárních úloh. Program MSC Marc je optimalizován pro řešení velkých materiálových a geometrických nelinearit. Pomocí programu lze řešit termální, elektrické, magnetické a strukturní analýzy.

Pro tvorbu a úpravu výpočetní geometrie je využíván program MSC Apex. Tento program dále umožňuje vytvářet a modifikovat konečno prvkovou síť. V prostředí MSC Apex je možno provádět jednoduché strukturální analýzy. V případě složitějších analýz je proveden exportovat vytvořené konečno prvkové síť do jiného konečno prvkového programu [19].



Obr. 22 Logo MSC Software [19]

6.3 Altair Engineering Inc.

Mezi další významné firmy zabývající se vývojem a prodejem simulačních programů je firma Altair Engineering Inc. Zakladateli byli James Scapa, George Christ a Mark Kistner. V porovnání s Ansys Inc. a MSC Software je Altair Engineering Inc. nejmladší firmou založenou v roce 1985.

Nejvýznamnější sadou programů je produkt HyperWorks. Tato sada programů je používána napříč všemi průmyslovými obory. Softwarové nástroje HyperWorks poskytují flexibilní řešení pro modelování, analýzu, optimalizaci, vizualizaci a automatizaci procesů v oblastech strukturální mechaniky, multi-body simulací nebo simulací výrobních procesů.

Jednotlivé nástroje HyperWorks lze efektivně zahrnout do CAE procesu od zpracování CAD dat, přes pokročilé metody síťování až po lineární i nelineární výpočty a stochastické studie.

Pro tvorbu a úpravu konečno prvkové sítě je využíván program HyperMesh. Jedná se o vysoce výkonný nástroj pro tvorbu výpočetních modelů. HyperMesh lze kombinovat s řešiči jiných výrobců.

Mezi další významné programy můžeme zařadit SimLab. Pomocí něhož je možno řešit multifyzikální analýzy. Pre-processing SimLabu přináší vysokou automatizaci přípravy modelů a síťování, přičemž výsledkem je vysoce kvalitní a v kritických místech optimálně jemná síť. K tomu se používá přímé provázání FEM modelu na CAD geometrii.

V rámci vyhodnocování výsledků je významný HyperView. Mezi výhody určitě patří pokročilé vizualizace a animace, synchronizace obsahu oken [20].



Obr. 23 Logo Altair [20]

7 Tahová zkouška

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

8 Aktuální stav

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

9 Numerický návrh testovacího tvaru svorky stabilizátoru

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

10 Numerická simulace procesu tváření

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

11 Výsledky

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

12 Závěr

Obsah této kapitoly je neveřejný a na přání firmy Mubea s.r.o. je zařazen do technické zprávy, která je neveřejnou přílohou diplomové práce [21].

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Františkovi Fojtíkovi, Ph.D. za odborné konzultace, rady a cenné připomínky. Dále bych rád poděkoval Ing. Luboši Pečenkovi, Ph.D. z firmy Mubea s.r.o. za cenné rady a věnovaný čas. Poděkování patří taktéž Ing. Josefu Veverkovi, Ph.D. a jeho kolegům z MSC.Software s.r.o. za odborné rady a připomínky. V neposlední řadě musím poděkovat svojí rodině a přítelkyni za podporu.

13 Zdroje

- [1] KOMÍNEK, A. *Odhad únavové životnosti stabilizační svorky* [online]. Ostrava, 2018 [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/129504>. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [2] *Teorie plasticity: Základy inkrementální teorie plasticity* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2020-04-05]. Syllabus katedry pružnosti a pevnosti. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Josef Sedlák, doc. Ing. Radim Halama, Ph.D..
- [3] BENEŠOVSKÝ, M. *Výpočtová simulace kosoúhlého rovnání tyče*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 105 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc..
- [4] MACUROVÁ, K. *Simulace únavových zkoušek oceli 11523* [online]. Ostrava, 2009 [cit. 2020-04-05]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/71524>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [5] JENÍK, I. *Identifikace parametrů elasto-plastických modelů materiálu z experimentálních dat*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kubík.
- [6] ANSYS® Academic Research Release 19.2, Help System, Theory reference, ANSYS, INC.
- [7] MSC.Marc® Volume A, Version 2019, Theory and User Information, MSC Software Corporation.
- [8] DVOŘÁK, M., GAJDOŠ, F., NOVOTNÝ, K. *Technologie tváření: plošné a objemové tváření*. Vyd. 5., V Akademickém nakladatelství CERM 3. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-47-47-9.
- [9] MARCINIAK, Z. *Teorie tváření plechů*. 1. Praha: SNTL, 1964.
- [10] ANDĚL, T. *Analýza vlivu geometrických odchylek polotovaru na následující proces ohýbání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 97 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
- [11] ČUPR, P. *Výpočtová simulace rovnání tyčí nekruhového průřezu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 79 s., 1 příloha. Vedoucí práce prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
- [12] KALIVODA, O. *Analýza porušování hliníkových vodičů při ohýbání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
- [13] SCHIJVE, J. *Fatigue of structures and materials*. 2nd ed. S.l.: Springer, c2009. ISBN 978-1-4020-6807-2.

- [14] PEČENKA, L. *Hybridní metody pro měření zbytkových napětí*, Katedra aplikované mechaniky, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, 105 stran, 97 obrázků, 6 tabulek, 6 příloh. Školitel: doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
- [15] PEČENKA, L. *Zahrnutí vlivu zbytkových napětí do výpočtů MKP*. Ostrava, 2011. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Aplikované mechaniky.
- [16] VLK, M. *Experimentální mechanika*. VUT Brno, Brno, 2003, s. 147. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/_studium/_opory/Experimentalni_mechanika.pdf
- [17] KONEČNÝ, M. *Vývoj uchycení testovacího zařízení pro kontrolu odolnosti svorky stabilizátoru* [online]. Ostrava, 2019 [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/136900>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
- [18] *Ansys, Inc.* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.ansys.com/> [online]. [cit. 2020-05-18]
- [19] *MSC Software* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.mssoftware.com>
- [20] *Altair Engineering Inc.* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.altair.com/>
- [21] KOMÍNEK, A. *Numerická studie procesu tváření svorky stabilizátoru, Technická zpráva*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2020, 70 s.